

Universal joint**Publication number:** DE3605746**Publication date:** 1987-08-27**Inventor:****Applicant:** KLEIN KG EUGEN (DE)**Classification:****- international:** *F16C35/067; F16D3/41; F16C35/04; F16D3/16; (IPC1-7): F16D3/41***- European:** F16C35/067; F16D3/41**Application number:** DE19863805746 19860222**Priority number(s):** DE19863605746 19860222[Report a data error here](#)**Abstract of DE3605746**

The proposal is for a universal joint which consists of a spider and of respective yokes, the two fork arms of which, each of which contains a bearing hole, are pivotably mounted, by means of a bearing bush and bearing elements, on an end pin of the spider. The outer circumferential surface of the bearing bush is cylindrical. The shape of the inner circumferential surface, as seen in cross-section, is non-circular, the inner radius varying in the circumferential direction, when measured from the centre line of the bearing bush, in such a way that this dimension is larger in the circumferential area of loading by higher forces than in the circumferential area of loading by smaller forces. The inner radius is enlarged where the largest bearing forces act. While retaining simple production and assembly, for the same price, of the universal joint, which remains small, light and compact, a considerable increase in the life of the bearings - by a factor of 2 or more - is thereby achieved.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

Europaisches Patentamt
European Patent Office
Office europeen des brevets

[top](#) [Description of DE3605746](#) [Print Copy](#) [Contact Us](#) [Close](#)

Result Page

Notice: This translation is produced by an automated process; it is intended only to make the technical content of the original document sufficiently clear in the target language. This service is not a replacement for professional translation services. The [esp@cenet](#) Terms and Conditions of use are also applicable to the use of the translation tool and the results derived therefrom.

The invention refers to an universal joint in the generic term of the requirement of 1 mentioned type.

One tried to reach with known universal joints an improvement of the Kraftverteilung the circumference by the fact that the fork thighs become for instance L-shaped or angularly formed, whereby the longitudinal axle center with relatively large displacement of that runs the longitudinal axle center of the fork contained planar one. This conditional heavy, expensive and large fork parts, which raise the price of also the production in the rest of. The desired advantage of an improvement of the load-carrying capacity of the camps must be bought therefore by these quite serious disadvantages, which counterbalance this advantage. Same results can become then just as well with conventional universal joints and somewhat large dimensioned camps achieved. Furthermore there is universal joints known, with which to the improvement of the Kraftverteilung at the circumference the respective Lagerbohrung in the fork thighs of each yoke and/or the bearing bush are in the range of its cylindrical outer casing-flat at the outside end oval formed. The production of such oval and/or conical flat ones with the Lagerbohrungen is expensive. In all other respects also this training does not lead to an effective improvement of the Kraftverteilung at the bearing circumference, already not because the actual problem of the force concentration is dissolved here not toward to the fork arm.

The invention is the basis the task to create an universal joint in the generic term of the requirement of 1 mentioned type with while maintaining prior advantages, in particular compact building method with small dimensions, the low weight, which is simple, economical production and assembly, an essential increase of the life span of the camps and thus the universal joint achieved.

The task is 1 dissolved with an universal joint in the generic term of the requirement of 1 mentioned type in accordance with the invention by the characteristics in the marking part of the requirement. Favourable arrangements in addition result from the requirements 2-14.

By the inventive organization an essential improvement of the Kraftverteilung at the circumference of the camps of the universal joint becomes achieved with the succession that a significant increase of the life span is large achieved around the factor 2 and. The inside diameter of the bearing bush varied in circumferential direction and is increased in relation to the being, where the camp loading forces are largest. In this way as good an adjustment as possible is achieved to there in each case the bearing load given in circumferential direction of the respective Lagerbohrung and the camp. For this only the bearing bush is in the range of its interior lateral surface adapted, whereas the remaining parts of the universal joint remain unchanged. Thereby all advantages of prior universal joints leave themselves maintained, in particular the small, compact organization with low weight and in particular their simple production and assembly to as low a costs as possible. The peculiar interior coat organization of the bearing bush is problem-free possible with the conventional production methods with low costs. It is furthermore from advantage that existing, already used universal joints later inventive can be reequipped if required.

Further details and advantages result from the following description.

The complete wording of the requirements is not shown on it managing to the avoidance of unnecessary repetitions, but instead of its only by denomination of the requirement

number purchase taken whereby however all have to be considered these requirement characteristics as in this place expressly and to invention-essential revealed.

The invention is following on the basis one in the designs of illustrated embodiment more near explained. Show:

Fig. 1 a schematic cut with partial side view of a part of an universal joint,

Fig. 2 a cut along the line II-II in Fig. 1 only the bearing bush, in larger yardstick,

Fig. 3 a schematic illustration of the force process at the camp in Fig. 1.

In Fig. 1 is an universal joint 10 shown, regarding the fundamental structure of usual kind is schematic (DE-OS 29 33 505, 28 41 955). The universal joint 10 exhibits a Gelenkkreuz 11, which carries four finallateral pins at the end of the cross for storage, from those in Fig. 1 schematically only a pin 12 shown is. The universal joint 10 exhibits two forks, those around 90 DEG against each other shifts disposed is and from those in Fig. 1 schematically only one fork 13 shown is. The fork 13 exhibits two to each other parallel, in distance along the longitudinal axle center of 16 disposed fork thighs 14 and 15, those in each case a Lagerbohrung 17 and/or. 18 contained. The fork 13 is pivotably mounted with both fork thighs 14, 15 swivelingmovable around the longitudinal axle center 16 on the joint cross pin assigned in each case, as this is to be seen 14 for the fork thigh. For the storage a needle bearing 19 with bearing bush 20 serves and camp bodies 21, those z here. B. are combined into a needle ring. The bearing bush 20 is single, in Fig. 1 above, by means of a cover 22 closed integral thereby. Between the end of the pin 12 and the cover 22 is an approach disk 23 made of plastic. The pin 12 contains a lubricant channel 24 in the center. That the cover 22 opposite end of the bearing bush 20 carries a seal 25 in conventional manner. The pin 12 can be to the end, toward to the approach disk 23, at least weakly about kegelstumpfformig tapered. It becomes a drive direction of the fork 13 in direction of arrow 26 in Fig. 1 believed. Here a Kraft F works,

those in Fig within the range of the needle bearing 19. 2 and 3 schematically shown is and toward to the longitudinal axle center the 16 shows.

In Fig. 2 only the bearing bush 20 is schematic and in essential larger yardstick shown. It is apparent that the bearing bush 20 on their outer circumference exhibits a cylindrical lateral surface 27. The outside diameter of the bearing bush 20 is with there shown. On the other hand the course of the interior lateral surface is 28 of the bearing bush 20, in the cross section in accordance with Fig. 2 considered, out of round. It deviates relatively strongly and significant from a circle-symmetrical course, which is dotted to comparative purposes by the circle 29 with the radius r_i shown.

In Fig. 3 is with continuous lines a course of the curve 30 shown, which shows the course of the forces under the effect of the outside strength F , working in the needle bearing 19, whereby this force process such a bearing bush 20 is taken as a basis, which exhibits a cylindrical interior lateral surface, like her in Fig. 2 with the dotted circle line 29 indicated is. From this force distribution in accordance with course of the curve 30 significant becomes that in the peripheral region, which is with 32 marked, which is to be registered by far largest bearing load. This is by the entire arrow F_{ri} characterized, which reaches 29 radially outward up to the course of the curve 30 on the basis of the circle. With consideration of this realization in accordance with Fig. 3 is, like Fig. to recognize, the internal radius of the interior lateral surface 28 of the bearing bush 20 in the peripheral region leaves 2 increased, at which the largest camp forces are effective. This enlargement of the internal radius is on for instance the same radial ones as in Fig. 3 with 32 indicated is. By this organization out of round of the interior lateral surface 28 the bearing load at this peripheral region could be reduced to the strength F_{rv1} . If $F_{ri} = 780N$ amounts to, then a reduction on $F_{rv1} = 620N$ could become achieved. Since with the computation of the life span of the needle bearing 19 the ratio $780N/620N$ with the 3,33-ten power is received, this has an increase of the life span around the factor 2.15, therefore around more than the double, to Folge. Der in Fig. it shows 2 with continuous lines course shown of the interior lateral surface 28 that here the internal radius of r_{v1} is reduced also, where smaller camp forces are effective. This is however not compellingly required. In Fig. 2 a marking indicated, the one

reproducible, topographical installation of the bearing bush 20 ensured located on the exterior of the soil 22 is schematic with 33. The marking 33 can from one stamped recess, from a color marking, an other increase or recess od. such. exist.

In accordance with Fig. the internal radius of rv_1 of the interior lateral surface 28, measured from the bearing bush axle center 26, in circumferential direction in such a manner varies 2 that this measure is larger rv_1 in the peripheral region of larger force load than in the peripheral region of smaller force load. The course out of round of the interior lateral surface 28 follows therefore at least in the principle the course of the curve 30 of the cam demand under the effect of the strength F in believed main force direction. As apparent is, the interior lateral surface out of round 28 of the bearing bush is 20, about foldingsymmetrically formed related to a diametric axis of symmetry 34, which runs about right-angled for main force direction F . The axis of symmetry 34 of this mirror-image training runs about parallel to the longitudinal axle center 35 of the yoke 13. Bei the course out of round with varying internal radius of rv_1 , shown with continuous line, arises a at least approximate apfelformige outline for the interior lateral surface 28. In both final ranges the measure for the internal radius of rv_1 is appropriate for the diametric axis of symmetry 34 with the outline z shown with continuous lines. B. with $-30 \mu m$ smaller than the target radius ri_b .

With broken lines a further course of the curve is 36 for the interior lateral surface 28 in Fig. 2 shown, with which instead of its interior lateral surface within both final ranges of the diametric axis of symmetry 34 exhibits a radius rv_2 , which is same ri . Within these final ranges of the axis of symmetry 34 the measure for the internal radius rv_1 can and/or. rv_2 also between ri and smaller than ri , up to $-30 \mu m$, amount to.

One follows the course of the curve of the interior lateral surface 28, outgoing in Fig. 2 of the left final range of the diametric axis of symmetry of 34, over approximately 90 DEG Umfangswinkel for instance up to the diametric range 37, which runs about right-angled to the diametric axis of symmetry 34, then an about constantly large becoming internal radius of rv_1 shows up. This knows, on the basis of the final

range of the axis of symmetry 34 and from $-30 \mu m$, in each case constantly ever 15 DEG Umfangswinkel around $6 \mu m$ increases there approximately to 75 DEG Umfangswinkel, where $rv1 = ri$ is. This location is with 38 marked. On the basis of this location 38 the internal radius of $rv1$ knows then further z. B. 15 DEG each Umfangswinkel constantly around $10 \mu m$ still more increase, approximately up to - calculated of the beginning, thus of the left final range of the axis of symmetry 34 - 120 DEG Umfangswinkel, thus up to the location, which is with 32 marked. Here $rv1$ with $+30 \mu m$ is largest compared with ri . On the basis of the location 32 the internal radius of $rv1$ of the interior lateral surface 28 can again constantly decrease, z. B. over in each case $15 \mu m$, up to 150 DEG Umfangswinkel. This location is with 39 marked and shows that $rv1 = ri$ is there. On the basis of the location 39 the internal radius of $rv1$ decreases ever 15 DEG Umfangswinkel by $15 \mu m$, whereby itself at in Fig. 2 right final range of the axis of symmetry 34 $rv1 = ri -30 \mu m$ results in.

That dashed shown course of the curve 36 differs from that with continuous lines by the fact that in both final ranges of the axis of symmetry 34 $rv2 = ri$ is and also in the remaining ranges a conversion according to the formula

EMI10.1

made is, whereby x is the deviation of the curve 28 from the circle with radius ri , and n any number represents, a 2 selected for which became. In this way the respective a saddling is void with the course of the curve 36 within the final range of the axis of symmetry 34.

Considered one one the outline process with varying radius $rv1$ and the other course 36 with radius $rv2$, then can become larger the internal radius of the interior lateral surface 28, on the basis of the left final range of the axis of symmetry of 34, to extent angle extent of in each case 15 DEG Umfangswinkel thus in each case approximately around $3 \mu m$ to $6 \mu m$, and this for instance up to reaching the diametric range 37. On the basis of there the internal radius can further-increase itself, constantly approximately here in each case around $5 \mu m$ to $10 \mu m$, up to reaching the location 32. On the basis of there the internal radius can be reduced again, in each case in steps between $15 \mu m$ and z. B. $7,5 \mu m$.

It understands itself that also another course out of round for the interior lateral surface 28 is possible, as far as only within the range of largest bearing load, thus for instance in the peripheral region 32, which is increased internal radius of r_{v1} in relation to the target internal radius r_i significant.

The so designed bearing bush 20 is economically producible with the existing manufacturing possibilities. Already explained conical training of the end of the pin 12 leads because of working forces larger at the tap end to a further discharge of the needle bearing 19 and further increase of the life span.

The inventive universal joint, in particular with the described bearing bush 20, is just as simple, small, compactly, to manufacture and install easily and economically as known universal joints. While maintaining all these advantages becomes with simple, economical means a significant increase of the life span of the needle bearings 19 and thus the entire universal joint 10 achieved, whereby already a reduction of the working bearing load around the large $F_{ri}-F_{rv1}$ in accordance with Fig. 3 to an increase of the life span around more than the double leads.

⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑪ **DE 3605746 A1**

⑤ Int. Cl. 4:
F16D 3/41

⑳ Aktenzeichen: P 36 05 746.0
㉑ Anmeldetag: 22. 2. 86
㉒ Offenlegungstag: 27. 8. 87

Behördeneigenthum

DE 3605746 A1

⑦① Anmelder:
Eugen Klein KG, 7300 Esslingen, DE

⑦④ Vertreter:
Kratzsch, V., Dipl.-Ing., Pat.-Anw., 7300 Esslingen

⑦② Erfinder:
Antrag auf Nichtnennung

⑤④ Kreuzgelenk

Es wird ein Kreuzgelenk vorgeschlagen, das aus einem Gelenkkreuz und aus je einem Gabelkopf besteht, dessen beide jeweils eine Lagerbohrung enthaltende Gabelschenkel mittels einer Lagerbüchse und Lagerkörpern auf einem endseitigen Zapfen des Gelenkkreuzes schwenkbar gelagert sind. Die Außenmantelfläche der Lagerbüchse ist zylindrisch. Der Verlauf der Innenmantelfläche ist, im Querschnitt betrachtet, unrund, wobei der Innenradius, gemessen von der Lagerbüchsenmittellachse aus, in Umfangsrichtung derart variiert, daß dieses Maß im Umfangsbereich größerer Kräftebelastung größer ist als im Umfangsbereich kleinerer Kräftebelastung. Der Innenradius ist dort, wo die größten Lagerkräfte wirksam sind, vergrößert. Unter Beibehaltung einer einfachen, preisgleichen Herstellung und Montage des Kreuzgelenkes, das klein, leicht, kompakt bleiben kann, wird dadurch eine erhebliche Steigerung der Lebensdauer der Lager um den Faktor 2 und mehr erreicht.

DE 3605746 A1

Patentansprüche

1. Kreuzgelenk, bestehend aus einem Gelenkkreuz (11) und aus je einer Gabel (13), deren beide jeweils eine Lagerbohrung (17, 18) enthaltende Gabelschenkel (14, 15) mittels einer Lagerbüchse (20) und Lagerkörpern (21) auf einem endseitigen Zapfen (12) des Gelenkkreuzes (11) schwenkbar gelagert sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Verlauf der Innenmantelfläche (28) der Lagerbüchse (20), im Querschnitt betrachtet (Fig. 2), unrund ist.
2. Kreuzgelenk nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Innenradius (r_{v1} , r_{v2}) der Innenmantelfläche (28), gemessen von der Lagerbüchsenmittellachse (16), in Umfangsrichtung derart variiert, daß dieses Maß im Umfangsbereich (32) größerer Kräftebelastung größer ist als im Umfangsbereich kleinerer Kräftebelastung.
3. Kreuzgelenk nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Innenradius (r_{v1} , r_{v2}) in dem Umfangsbereich (32) vergrößert ist, an dem die größten Lagerkräfte wirksam sind.
4. Kreuzgelenk nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Innenradius (r_{v1} , r_{v2}) in dem Umfangsbereich verkleinert ist, an dem kleinere Lagerkräfte wirksam sind.
5. Kreuzgelenk nach einem der Ansprüche 1—4, dadurch gekennzeichnet, daß die unrunde Innenmantelfläche (28) der Lagerbüchse (20), bezogen auf eine diametrale Symmetrieachse (34), die etwa rechtwinklig zur Hauptkrafttrichtung (F) verläuft, etwa klappsymmetrisch ausgebildet ist.
6. Kreuzgelenk nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Symmetrieachse (34) der spiegelsymmetrischen Ausbildung etwa parallel zur Längsmittellachse (35) der Gabel (13) verläuft.
7. Kreuzgelenk nach einem der Ansprüche 1—6, dadurch gekennzeichnet, daß die Kontur der Innenmantelfläche (28) zumindest annähernd apfelförmig ist.
8. Kreuzgelenk nach einem der Ansprüche 1—7, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenmantelfläche (28) in beiden Endbereichen der diametralen Symmetrieachse (34) jeweils einen Innenradius (r_{v1} , r_{v2}) aufweist, der bis etwa $30\text{ }\mu\text{m}$ kleiner als der Sollradius (r) oder gleich diesem bemessen ist.
9. Kreuzgelenk nach einem der Ansprüche 1—8, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenmantelfläche (28), ausgehend von einem Endbereich der diametralen Symmetrieachse (34), über etwa 90° Umfangswinkelverlauf etwa bis zu einem dazu etwa rechtwinkligen Diametralbereich (37) einen sich etwa stetig vergrößernden Innenradius (r_{v1} , r_{v2}) aufweist.
10. Kreuzgelenk nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß sich der Innenradius (r_{v1} , r_{v2}) in Umfangswinkelabständen von jeweils 15° Umfangswinkel jeweils etwa um $3\text{ }\mu\text{m}$ bis $6\text{ }\mu\text{m}$ vergrößert.
11. Kreuzgelenk nach einem der Ansprüche 1—10, dadurch gekennzeichnet, daß sich der Innenradius (r_{v1} , r_{v2}) der Innenmantelfläche (28), ausgehend von einem zur diametralen Symmetrieachse (34) etwa rechtwinkligen Diametralbereich (37), über etwa 30° Umfangswinkel weiterhin zunehmend vergrößert, insbesondere jeweils etwa um $5\text{ }\mu\text{m}$ bis $10\text{ }\mu\text{m}$, und daß sich der Innenradius (r_{v1} , r_{v2}) anschließend bis zum Bereich der diametralen Symmetrieachse (34) auf einen Wert zwischen 0 und

$30\text{ }\mu\text{m}$ in bezug auf den Sollradius (r) verringert, vorzugsweise dabei um Stufen zwischen $15\text{ }\mu\text{m}$ und $7,5\text{ }\mu\text{m}$.

12. Kreuzgelenk nach einem der Ansprüche 1—11, dadurch gekennzeichnet, daß jedes Lager als Nadelager (19) mit Nadelkranz und Nadelbüchse als Lagerbüchse (20) ausgebildet ist.

13. Kreuzgelenk nach einem der Ansprüche 1—12, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenmantelfläche (28) der Lagerbüchse (20) achsparallel verläuft.

14. Kreuzgelenk nach einem der Ansprüche 1—13, dadurch gekennzeichnet, daß die Zapfen (12) des Gelenkkreuzes (11) am Endbereich zumindest schwach kegelstumpfförmig nach außen verjüngt sind.

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Kreuzgelenk der im Oberbegriff des Anspruchs 1 genannten Art.

Man hat versucht, bei bekannten Kreuzgelenken eine Verbesserung der Kraftverteilung am Umfang dadurch zu erreichen, daß die Gabelschenkel etwa L-förmig oder winkelförmig ausgebildet werden, wobei die Längsmittellachse mit relativ großem Versatz von der die Längsmittellachse der Gabel enthaltenden Ebene verläuft. Dies bedingt schwere, teure und große Gabelteile, die im übrigen auch die Herstellung verteuern. Der angestrebte Vorteil einer Verbesserung der Tragfähigkeit der Lager muß daher durch diese recht schwerwiegenden Nachteile erkauft werden, die diesen Vorteil aufwiegen. Gleiche Ergebnisse können dann genauso gut mit herkömmlichen Kreuzgelenken und etwas größer dimensionierten Lagern erreicht werden. Es sind ferner Kreuzgelenke bekannt, bei denen zur Verbesserung der Kraftverteilung am Umfang die jeweilige Lagerbohrung in den Gabelschenkeln jedes Gabelkopfes und/oder die Lagerbüchse im Bereich ihrer zylindrischen Außenmantelfläche am äußeren Ende oval ausgebildet ist. Die Herstellung derartiger ovaler und/oder konischer Flächen bei den Lagerbohrungen ist teuer. Im übrigen führt auch diese Ausbildung nicht zu einer wirksamen Verbesserung der Kraftverteilung am Lagerumfang, schon deswegen nicht, weil das eigentliche Problem der Kräftekonzentration in Richtung zum Gabelarm hierbei nicht gelöst ist.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Kreuzgelenk der im Oberbegriff des Anspruchs 1 genannten Art zu schaffen, bei dem unter Beibehaltung bisheriger Vorteile, insbesondere kompakter Bauweise mit geringen Abmessungen, des geringen Gewichts, der einfachen, kostengünstigen Herstellung und Montage, eine wesentliche Steigerung der Lebensdauer der Lager und damit des Kreuzgelenkes erzielt ist.

Die Aufgabe ist bei einem Kreuzgelenk der im Oberbegriff des Anspruchs 1 genannten Art gemäß der Erfindung durch die Merkmale im Kennzeichnungsteil des Anspruchs 1 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen dazu ergeben sich aus den Ansprüchen 2—14.

Durch die erfindungsgemäße Gestaltung wird eine wesentliche Verbesserung der Kraftverteilung am Umfang der Lager des Kreuzgelenkes erreicht mit der Folge, daß eine erhebliche Steigerung der Lebensdauer um den Faktor 2 und größer erzielt ist. Der Innendurchmesser der Lagerbüchse variiert in Umfangsrichtung und ist gegenüber dem Solldurchmesser dort vergrößert, wo die das Lager belastenden Kräfte am größten sind. Auf diese Weise ist in Umfangsrichtung der jeweiligen La-

gerbohrung und des Lagers eine möglichst gute Anpassung an die jeweils dort gegebene Lagerbelastung erreicht. Hierzu ist lediglich die Lagerbüchse im Bereich ihrer Innenmantelfläche angepaßt, wohingegen die übrigen Teile des Kreuzgelenkes unverändert bleiben. Es lassen sich damit sämtliche Vorteile bisheriger Kreuzgelenke beibehalten, insbesondere die kleine, kompakte Gestaltung mit niedrigem Gewicht und insbesondere deren einfache Herstellung und Montage zu möglichst niedrigen Kosten. Die besondere Innenmantelgestaltung der Lagerbüchse ist mit den herkömmlichen Fertigungsmethoden bei niedrigen Kosten problemlos möglich. Von Vorteil ist ferner, daß vorhandene, bereits benutzte Kreuzgelenke sich erforderlichenfalls nachträglich erfindungsgemäß umrüsten lassen.

Weitere Einzelheiten und Vorteile ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung.

Der vollständige Wortlaut der Ansprüche ist vorstehend zur Vermeidung unnötiger Wiederholungen nicht wiedergegeben, sondern statt dessen lediglich durch Nennung der Anspruchsnummer darauf Bezug genommen, wodurch jedoch alle diese Anspruchsmerkmale als an dieser Stelle ausdrücklich und erfindungswesentlich offenbart zu gelten haben.

Die Erfindung ist nachfolgend anhand eines in den Zeichnungen gezeigten Ausführungsbeispiels näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen schematischen Schnitt mit teilweiser Seitenansicht eines Teiles eines Kreuzgelenkes,

Fig. 2 einen Schnitt entlang der Linie II-II in Fig. 1 lediglich der Lagerbüchse, in größerem Maßstab,

Fig. 3 eine schematische Darstellung des Kräfteverlaufs am Lager in Fig. 1.

In Fig. 1 ist schematisch ein Kreuzgelenk 10 gezeigt, das hinsichtlich des grundsätzlichen Aufbaus üblicher Art ist (DE-OS 29 33 505, 28 41 955). Das Kreuzgelenk 10 weist ein Gelenkkreuz 11 auf, das am Ende des Kreuzes vier endseitige Zapfen zur Lagerung trägt, von denen in Fig. 1 schematisch nur ein Zapfen 12 gezeigt ist. Das Kreuzgelenk 10 weist zwei Gabeln auf, die um 90° gegeneinander versetzt angeordnet sind und von denen in Fig. 1 schematisch nur eine Gabel 13 gezeigt ist. Die Gabel 13 weist zwei zueinander parallele, in Abstand entlang der Längsmittelachse 16 angeordnete Gabelschenkel 14 und 15 auf, die jeweils eine Lagerbohrung 17 bzw. 18 enthalten. Die Gabel 13 ist mit beiden Gabelschenkel 14, 15 schwenkbeweglich um die Längsmittelachse 16 auf dem jeweils zugeordneten Gelenkkreuzzapfen schwenkbar gelagert, wie dies für den Gabelschenkel 14 zu sehen ist. Zur Lagerung dient ein Nadellager 19 mit Lagerbüchse 20 und Lagerkörpern 21, die hier z. B. zu einem Nadelkranz zusammengefaßt sind. Die Lagerbüchse 20 ist einseitig, in Fig. 1 oben, mittels eines damit einstückigen Deckels 22 geschlossen. Zwischen dem Ende des Zapfens 12 und dem Deckel 22 befindet sich eine Anlaufscheibe 23 aus Kunststoff. Der Zapfen 12 enthält im Zentrum einen Schmiermittelkanal 24. Das dem Deckel 22 abgewandte Ende der Lagerbüchse 20 trägt in üblicher Weise eine Dichtung 25. Der Zapfen 12 kann zum Ende hin, in Richtung zur Anlaufscheibe 23, zumindest schwach etwa kegelstumpfförmig verjüngt sein. Es wird eine Antriebsrichtung der Gabel 13 in Pfeilrichtung 26 in Fig. 1 angenommen. Hierbei wirkt im Bereich des Nadellagers 19 eine Kraft F , die in Fig. 2 und 3 schematisch eingezeichnet ist und die in Richtung zur Längsmittelachse 16 zeigt.

In Fig. 2 ist lediglich die Lagerbüchse 20 schematisch und in wesentlich größerem Maßstab gezeigt. Es ist er-

sichtlich, daß die Lagerbüchse 20 auf ihrem Außenumfang eine zylindrische Mantelfläche 27 aufweist. Der Außendurchmesser der Lagerbüchse 20 ist mit D_s eingezeichnet. Dagegen ist der Verlauf der Innenmantelfläche 28 der Lagerbüchse 20, im Querschnitt gemäß Fig. 2 betrachtet, unrund. Er weicht relativ stark und deutlich von einem kreissymmetrischen Verlauf ab, der zu Vergleichszwecken punktiert durch den Kreis 29 mit dem Radius r_i eingezeichnet ist.

In Fig. 3 ist mit durchgezogenen Linien ein Kurvenverlauf 30 eingezeichnet, der den Verlauf der im Nadellager 19 wirkenden Kräfte unter der Wirkung der äußeren Kraft F wiedergibt, wobei diesem Kräfteverlauf eine solche Lagerbüchse 20 zugrundegelegt ist, die eine zylindrische Innenmantelfläche aufweist, wie sie in Fig. 2 mit der punktierten Kreislinie 29 angedeutet ist. Aus dieser Kräfteverteilung gemäß Kurvenverlauf 30 wird deutlich, daß im Umfangsbereich, der mit 32 markiert ist, die weitaus größte Lagerbelastung zu verzeichnen ist. Diese ist durch den Gesamtpfeil F_{r1} gekennzeichnet, der ausgehend vom Kreis 29 radial nach außen bis zum Kurvenverlauf 30 reicht. Unter Berücksichtigung dieser Erkenntnis gemäß Fig. 3 ist, wie Fig. 2 erkennen läßt, der Innenradius der Innenmantelfläche 28 der Lagerbüchse 20 in dem Umfangsbereich vergrößert, an dem die größten Lagerkräfte wirksam sind. Diese Vergrößerung des Innenradius befindet sich auf etwa der gleichen Radialen wie in Fig. 3 mit 32 angedeutet ist. Durch diese unrunde Gestaltung der Innenmantelfläche 28 konnte die Lagerbelastung an diesem Umfangsbereich auf die Kraft F_{r1} reduziert werden. Wenn $F_{r1} = 780\text{N}$ beträgt, so konnte eine Reduzierung auf $F_{r1} = 620\text{N}$ erreicht werden. Da bei der Berechnung der Lebensdauer des Nadellagers 19 das Verhältnis $780\text{N}/620\text{N}$ mit der 3,33-ten Potenz eingeht, hat dies eine Steigerung der Lebensdauer um den Faktor 2,15, mithin um mehr als das Doppelte, zur Folge. Der in Fig. 2 mit durchgezogenen Linien gezeigte Verlauf der Innenmantelfläche 28 zeigt, daß hierbei der Innenradius r_{v1} auch dort verkleinert ist, wo kleinere Lagerkräfte wirksam sind. Dies ist jedoch nicht zwingend erforderlich. In Fig. 2 ist schematisch mit 33 eine auf der Außenseite des Bodens 22 befindliche Markierung angedeutet, die einen reproduzierbaren, lagerrichtigen Einbau der Lagerbüchse 20 gewährleistet. Die Markierung 33 kann aus einer einprägen Vertiefung, aus einer Farbmarkierung, einer sonstigen Erhöhung oder Vertiefung od. dgl. bestehen.

Gemäß Fig. 2 variiert der Innenradius r_{v1} der Innenmantelfläche 28, gemessen von der Lagerbüchsenmittelachse 26, in Umfangsrichtung derart, daß dieses Maß r_{v1} im Umfangsbereich größerer Kräftebelastung größer ist als im Umfangsbereich kleinerer Kräftebelastung. Der unrunde Verlauf der Innenmantelfläche 28 folgt daher zumindest im Grundsatz dem Kurvenverlauf 30 der Lagerbeanspruchung unter der Wirkung der Kraft F in angenommener Hauptkraftrichtung. Wie ersichtlich ist, ist die unrunde Innenmantelfläche 28 der Lagerbüchse 20, bezogen auf eine diametrale Symmetrieachse 34, die etwa rechtwinklig zur Hauptkraftrichtung F verläuft, etwa klappsymmetrisch ausgebildet. Die Symmetrieachse 34 dieser spiegelbildlichen Ausbildung verläuft etwa parallel zur Längsmittelachse 35 des Gabelkopfes 13. Bei dem mit durchgezogener Linie gezeigten unrunder Verlauf mit variierendem Innenradius r_{v1} ergibt sich eine zumindest annähernd apfelförmige Kontur für die Innenmantelfläche 28. In beiden Endbereichen der diametralen Symmetrieachse 34 liegt das

Maß für den Innenradius r_{v1} bei der mit durchgezogenen Linien gezeigten Kontur z. B. bei $-30\text{ }\mu\text{m}$ kleiner als der Sollradius r_i .

Mit gestrichelten Linien ist ein weiterer Kurvenverlauf 36 für die Innenmantelfläche 28 in Fig. 2 eingezeichnet, bei dem statt dessen die Innenmantelfläche in beiden Endbereichen der diametralen Symmetrieachse 34 einen Radius r_{v2} aufweist, der gleich r_i ist. In diesen Endbereichen der Symmetrieachse 34 kann das Maß für den Innenradius r_{v1} bzw. r_{v2} auch zwischen r_i und kleiner als r_i , bis hin zu $-30\text{ }\mu\text{m}$, betragen.

Folgt man dem Kurvenverlauf der Innenmantelfläche 28, ausgehend in Fig. 2 vom linken Endbereich der diametralen Symmetrieachse 34, über etwa 90° Umfangswinkel etwa bis zum Diametralbereich 37, der etwa rechtwinklig zur diametralen Symmetrieachse 34 verläuft, so zeigt sich ein etwa stetig größer werdender Innenradius r_{v1} . Dieser kann, ausgehend vom Endbereich der Symmetrieachse 34 und dort von $-30\text{ }\mu\text{m}$, jeweils stetig je 15° Umfangswinkel um $6\text{ }\mu\text{m}$ zunehmen etwa bis 75° Umfangswinkel, wo $r_{v1} = r_i$ ist. Diese Stelle ist mit 38 markiert. Ausgehend von dieser Stelle 38 kann der Innenradius r_{v1} dann weiterhin z. B. je 15° Umfangswinkel stetig um $10\text{ }\mu\text{m}$ noch mehr zunehmen, etwa bis hin zu $-$ gerechnet vom Anfang, also vom linken Endbereich der Symmetrieachse 34 -120° Umfangswinkel, also bis hin zur Stelle, die mit 32 markiert ist. Hier ist r_{v1} mit $+30\text{ }\mu\text{m}$ im Vergleich zu r_i am größten. Ausgehend von der Stelle 32 kann der Innenradius r_{v1} der Innenmantelfläche 28 wieder stetig abnehmen, z. B. um jeweils $15\text{ }\mu\text{m}$, bis hin zu 150° Umfangswinkel. Diese Stelle ist mit 39 markiert und zeigt, daß dort $r_{v1} = r_i$ ist. Ausgehend von der Stelle 39 nimmt der Innenradius r_{v1} je 15° Umfangswinkel um $15\text{ }\mu\text{m}$ ab, wodurch sich am in Fig. 2 rechten Endbereich der Symmetrieachse 34 $r_{v1} = r_i - 30\text{ }\mu\text{m}$ ergibt.

Der gestrichelt eingezeichnete Kurvenverlauf 36 unterscheidet sich von demjenigen mit durchgezogenen Linien dadurch, daß in beiden Endbereichen der Symmetrieachse 34 $r_{v2} = r_i$ ist und auch in den übrigen Bereichen eine Umrechnung nach der Formel

$$r_i + \frac{x + 30\text{ }\mu\text{m}}{n}$$

erfolgt ist, wobei x die Abweichung der Kurve 28 von dem Kreis mit Radius r_i ist, und n eine beliebige Zahl darstellt, für die 2 gewählt wurde. Auf diese Weise entfällt bei dem Kurvenverlauf 36 im Endbereich der Symmetrieachse 34 die jeweilige Einsattlung.

Berücksichtigt man den Konturenverlauf mit variierendem Radius r_{v1} und den anderen Verlauf 36 mit Radius r_{v2} , so kann sich der Innenradius der Innenmantelfläche 28, ausgehend vom linken Endbereich der Symmetrieachse 34, in Umfangswinkelabständen von jeweils 15° Umfangswinkel jeweils also etwa um $3\text{ }\mu\text{m}$ bis $6\text{ }\mu\text{m}$ vergrößern, und dies etwa bis zum Erreichen des Diametralbereichs 37. Ausgehend von dort kann sich der Innenradius stetig weitervergrößern, hier jeweils etwa um $5\text{ }\mu\text{m}$ bis $10\text{ }\mu\text{m}$, bis zum Erreichen der Stelle 32. Ausgehend von dort kann sich der Innenradius wieder verringern, und zwar jeweils in Stufen zwischen $15\text{ }\mu\text{m}$ und z. B. $7,5\text{ }\mu\text{m}$.

Es versteht sich, daß auch ein anderer unrunder Verlauf für die Innenmantelfläche 28 möglich ist, soweit nur im Bereich größter Lagerbelastung, also etwa im Umfangsbereich 32, der Innenradius r_{v1} gegenüber dem Sollinnenradius r_i deutlich vergrößert ist.

Die so gestaltete Lagerbüchse 20 ist mit den vorhandenen Fertigungsmöglichkeiten kostengünstig herstellbar. Eine schon erläuterte konische Ausbildung des Endes des Zapfens 12 führt wegen am Zapfenende größeren wirkenden Kräften zu einer weiteren Entlastung des Nadellagers 19 und weiterer Steigerung der Lebensdauer.

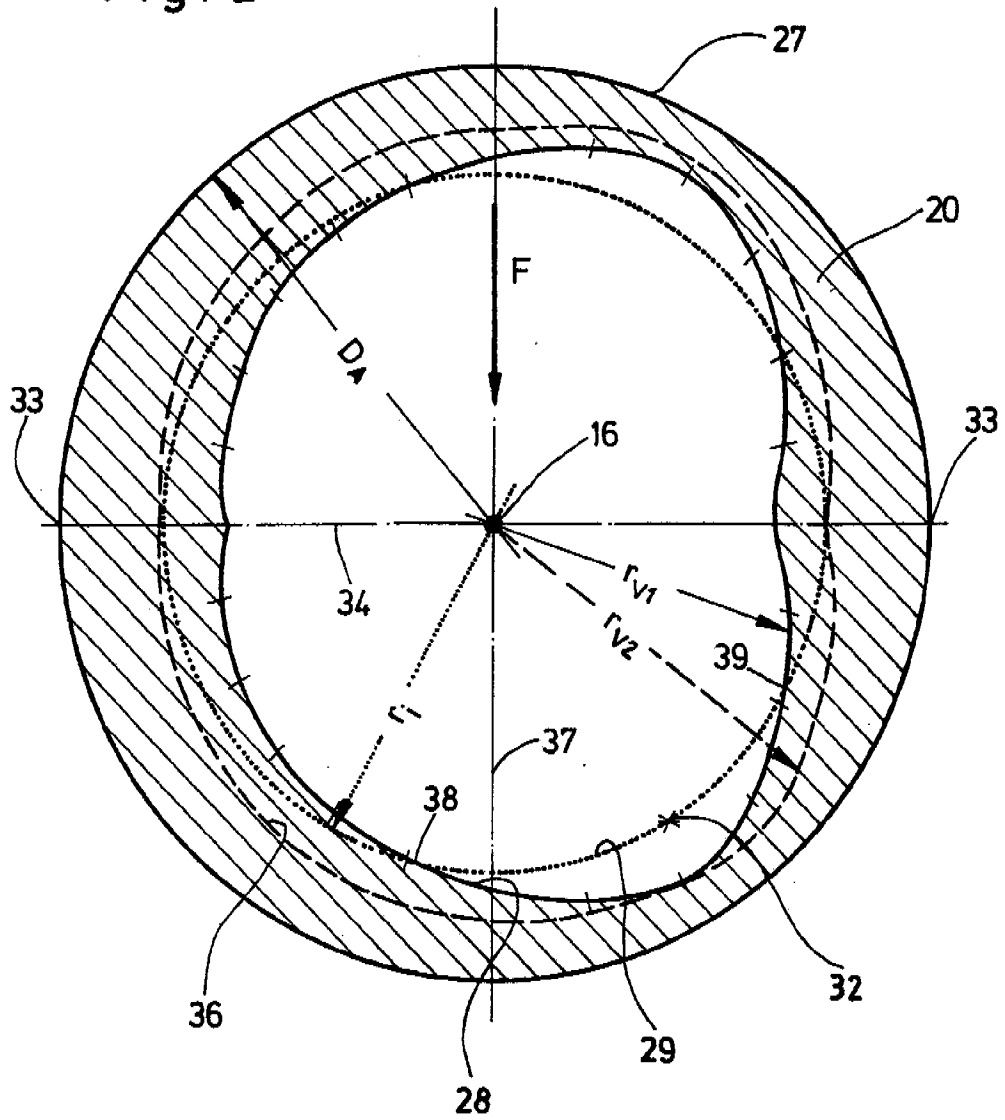
Das erfindungsgemäße Kreuzgelenk, insbesondere mit der beschriebenen Lagerbüchse 20, ist ebenso einfach, klein, kompakt, leicht und kostengünstig herzustellen und zu montieren wie bekannte Kreuzgelenke. Unter Beibehaltung all dieser Vorzüge wird mit einfachen, kostengünstigen Mitteln eine erhebliche Steigerung der Lebensdauer der Nadellager 19 und damit des gesamten Kreuzgelenkes 10 erreicht, wobei schon eine Reduzierung der wirkenden Lagerbelastung um die Größe $F_{ri} - F_{rv1}$ gemäß Fig. 3 zu einer Steigerung der Lebensdauer um mehr als das Doppelte führt.

- Leerseite -

22.02.85

3605746

Fig. 2



Eugen Klein KG
4072

Fig. 3

